

51

Int. Cl. 3:

F 02 B 29/00

159 BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Patentamt

DE 29 30 124 A 1

11

Offenlegungsschrift 29 30 124

21

Aktenzeichen:

P 29 30 124.4

22

Anmeldetag:

25. 7. 79

23

Offenlegungstag:

12. 2. 81

31

Unionspriorität:

22 23 31

34

Bezeichnung:

Viertaktmotor

71

Anmelder:

Wieser, Rudolf, Dr., 6800 Mannheim

72

Erfinder:

gleich Anmelder

DE 29 30 124 A 1

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Viertakt - Verbrennungsmotor, ausgebildet als Kolbenhubmotor, dadurch gekennzeichnet, daß das Einlaßventil bzw. die Einlaßventile (10) jedes Arbeitszylinders während des Verdichtungshubes wenigstens 30 Kurbelwinkelgrade, vorzugsweise aber 60 - 90 Kurbelwinkelgrade nach kurbelseitigem Totpunkt schließt bzw. schließen.
2. Viertaktmotor, ausgebildet als Kolbenhubmotor, dadurch gekennzeichnet, daß während der Nennlast des Motors der (mittlere) Ansaugdruck wenigstens 0,3 bar, vorzugsweise aber 1 bis 3 bar über dem (mittleren) Ausschubdruck liegt.
3. Viertaktmotor, ausgebildet als Kolbenhubmotor, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorverdichtung der Verbrennungsluft und gegebenenfalls auch die der zusätzlichen Zylinderkühlluft nach einer isothermen oder einer angenähert isothermen Zustandsänderung erfolgt.
4. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Vorverdichtungsaggregat (12b) bzw. die Vorverdichtungsaggregate für die Verbrennungsluft und gegebenenfalls für die zusätzliche Zylinderkühlluft während des Betriebes in an sich bekannter Weise durch ein Kühlmedium (z.B. Wasser, Luft) beaufschlagt ist bzw. sind.
5. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 4, dadurch gekennzeichnet, daß nach der Vorverdichtung der Verbrennungsluft eine Vorwärmung derselben durch Abwärme erfolgt.

030067/0315

ORIGINAL INSPECTED

6. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 4, sowie nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorwärmung der vorverdichteten Verbrennungsluft in dem Kühlkanal (3) bzw. den Kühlkanälen des Zylinders bzw. der Zylinder und gegebenenfalls in dem Kühlraum (8) bzw. in den Kühlräumen des Zylinderkopfes (7) bzw. der Zylinderköpfe erfolgt.

7. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 4, sowie nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorwärmung der vorverdichteten Verbrennungsluft in wenigstens einem Wärmetauscher (18) erfolgt, der von den Abgasen des Nachentspannungsaggregates (12a) bzw. der Nachentspannungsaggregate beaufschlagt wird.

8. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorverdichtung der Verbrennungsluft in wenigstens einem Schraubenspindelaggregat (Schraubenspindelverdichter) (12b) oder Drehkolbenaggregat, vorzugsweise in einem gekühltem Schraubenspindelaggregat oder in einem gekühltem Drehkolbenaggregat erfolgt.

9. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Nachexpansion der Zylinderabgase in wenigstens einem Schraubenspindelaggregat (12a) oder in einem Drehkolbenaggregat erfolgt.

10. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 9, dadurch gekennzeichnet, daß für die überschüssige Kühlluft des Zylinders und Zylinderkopfes (7) bzw. der Zylinder und Zylinderköpfe wenigstens ein gesondertes Expansionsaggregat (12c) angeordnet ist, welches vorzugsweise das

Vorverdichtungsaggregat (12b) antreibt.

11. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Expansion der (überschüssigen) Kuhlluft des Zylinder und Zylinderkopfes (7) bzw. der Zylinder und Zylinderköpfe in wenigstens einem Schraubenspindelaggregat (12c) oder einem Drehkolbenaggregat erfolgt.

12. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 11, dadurch gekennzeichnet, daß während des Betriebes der Schließzeitpunkt des Einlaßventils (10) bzw. der Einlaßventile in an sich bekannter Weise verändert wird.

13. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Übersetzungsgetriebe (13) zwischen Kurbelwelle (6) ^{und} Nachentspannungs-Vorverdichtungsaggregat (12) eine variable Übersetzung aufweist.

14. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 13, ausgebildet als Ottomotor, vorzugsweise für die Verbrennung von Benzin oder benzinhaltiger Gemische, dadurch gekennzeichnet, daß das Gesamtverdichtungsverhältnis wenigstens 1 : 15, vorzugsweise aber 1 : 18 bis 1 : 25 beträgt.

15. Viertaktmotor, ausgebildet als Ottomotor, nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 14, dadurch gekennzeichnet, daß in jede Zylindereinheit während der Verdichtungshübe Treibstoff (vorzugsweise Benzin oder ein Benzin enthaltendes Gemisch) eingespritzt wird, wobei diese Einspritzung ^{wenigstens} dreißig Kurbelwinkelgrade vor zylinderkopfseitigem Totpunkt, vorzugsweise aber unmittelbar nach dem Schließen des Einlaßventils (10)

bzw. der Einlaßorgane beginnt, und die Zündung dieses Treibstoffes in an sich bekannter Weise in der Nähe des zylinderkopfseitigen Totpunktes mittels elektrischer Zündfunken erfolgt.

16. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 15, dadurch gekennzeichnet, daß in jedem Zylinderkopf (7) eine zum Kolben (4) hin offene Einspritzkammer (21) angeordnet ist.

17. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 15 sowie nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß der Normal-schnitt der Einspritzkammer (21) bezüglich der Zylinderachse ovale, vorzugsweise elliptische Form besitzt.

18. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 15 sowie nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Einspritzkammer (21) zum Kolben (4) hin eine Einschnürung (22) aufweist.

19. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 15 sowie nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß in der zylinderkopfseitigen Stirnwand der Einspritzkammer (21) ein Einlaßventil (10) und/oder ein Auslaßventil (11) angeordnet sind.

20. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 15 sowie nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Einspritzdüse (9') und/oder die Zündkerze (23) in der peripheren Begrenzungswand der Einspritzkammer (21) angeordnet sind bzw. ist.

21. Viertaktmotor nach wenigstens einem der Ansprüche 1 - 15 sowie nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Achse der Einspritzdüse (9') auf die Zündkerze (23) oder annähernd auf die Zündkerze hin gerichtet ist.

V i e r t a k t m o t o r

Die Erfindung bezieht sich auf einen Viertakt-Verbrennungsmotor mit reduziertem spezifischem Treibstoffverbrauch und verringertem Schadstoffgehalt in den Abgasen.

Bei Verbrennungsmotoren bisheriger Bauart betragen die Gesamtwirkungsgrade bei Nennlast 35 - 42 % bei Dieselmotoren und 25 - 29 % bei Ottomotoren. Für diese schlechten Wirkungsgrade sind eine Reihe von Ursachen maßgebend:

Besonders bei schnellaufenden Fahrzeugmotoren treten bei Nennlast noch Abgastemperaturen von 800°C (bei Dieselmotoren) bis 1000°C (bei Ottomotoren) auf, woraus eine beachtliche Verschlechterung des Motorwirkungsgrades (Gesamtwirkungsgrades) resultiert. Diese hohen Abgastemperaturen werden bei Dieselmotoren dadurch verursacht, daß die Treibstoffeinspritzung nicht in jenem Maße verkürzt werden kann, wie dies die hohe Motordrehzahl erfordert und es daher zu einer Verschleppung der Verbrennung kommt. Bei Fahrzeug-Dieselmotoren und Fahrzeug-Ottomotoren ist überdies das Spannungsverhältnis des expandierenden Gases verhältnismäßig klein (beachtlich kleiner als das Kompressionsverhältnis) was ebenfalls hohe Abgastemperaturen bedingt.

Viele aufgeladene Motoren (Diesel- oder Ottomotoren) arbeiten bezüglich des Antriebes der Abgasturbine nach dem sogenannten "Stoßverfahren", bei dem die Restenergie der Abgase für den Antrieb der Abgasturbine etwas besser ausgenützt wird. Dieses "Stoßverfahren" erfordert aber eine getrennte Führung der Abgasleitungen einzelner Motorzylindergruppen zur Abgas-

turbine, was eine recht komplizierte Bauart des Motors bedingt. Trotzdem ist die Ausnützung der Energie der Motorabgase zufolge der stoßweisen Beaufschlagung der Abgasturbine nicht optimal.

Andere aufgeladene Motoren arbeiten nach dem einfacheren "Stauverfahren", bei dem die komplizierte Ausbildung der Abgasleitungen entfällt, bei dem aber ein thermodynamischer Verlust dadurch gegeben ist, daß die Druckenergie der Motorabgase nicht vollständig für den Antrieb der Abgasturbine ausgenützt werden kann. Hier wäre ein "Stauverfahren" erwünscht, das ohne thermodynamischen Verlust arbeitet und die Energie der Abgase optimal ausnützt.

Nachteilig bei den derzeit angewandten Abgasturboladern ist es auch, daß bei Drehzahlabsenkung des Motors der Ladedruck progressiv abfällt, was eine unerwünschte Abnahme des Drehmomentes des Motors zur Folge hat. Gleichzeitig ist dadurch eine Abnahme des Gesamtkompressionsverhältnisses gegeben, was den Gesamtwirkungsgrad des Motors weiter verringert. Hier wäre ein abgasgetriebenes Nachentspannungs-Vorverdichtungsaggregat erwünscht, das bei niedriger Motordrehzahl den Ladedruck wenigstens konstant hält.

Bei Benzinmotoren ist der Gesamtwirkungsgrad deswegen soviel niedriger als bei Dieselmotoren, weil das Verdichtungsverhältnis bei üblichen Motordrehzahlen nur etwa 1 : 9,5 betragen darf, da es sonst bei höheren Verdichtungsverhältnissen zufolge der ansteigenden Verdichtungsendtemperaturen zu unzulässigen Frühzündungen kommt. Dabei erfordert schon ein Verdichtungsverhältnis von 1 : 9,5 den Zusatz von giftigen Additiven (Blei) zum Benzin, was die Umweltbelastung stark vergrößert.

Eine weitere Ursache für den geringen Gesamtwirkungsgrad des Benzinmotors liegt darin, daß er zur Erreichung genügender Zündwilligkeit meist mit Treibstoffüberschuß gefahren wird, was überdies noch die Umweltbelastung erhöht.

Hier wäre ein Benzinmotor erwünscht, der mit hohem Gesamtverdichtungsverhältnis arbeitet, dessen Treibstoff keine Additive erfordert, der - bei sicheren Zündverhältnissen - mit geringem Luftüberschuß betrieben wird und der dadurch sehr niedrige Schadstoffwerte in den Abgasen aufweist.

Weiters ist es bei den jetzigen Verbrennungsmotoren von Nachteil, daß 20 - 30 % der Treibstoffwärme in das Kühlwasser bzw. die Kühlluft abfließen, was den Gesamtwirkungsgrad der Motoren weiter verringert. Hier wäre eine - wenigstens teilweise-Nutzung dieser verlorenen Kühlwärme zur Erzeugung von mechanischer Energie erwünscht.

Schließlich wäre bei den Verbrennungsmotoren eine weitere Verringerung ihrer Gewichte, Abmessungen und Preise erwünscht.

Zur Vermeidung dieser Nachteile und um den genannten Forderungen zu entsprechen, wird ein als Kolbenhubmotor ausgebildeter Viertakt-Verbrennungsmotor vorgeschlagen, der erfindungsgemäß dadurch gekennzeichnet ist, daß das Einlaßventil bzw. die Einlaßventile jedes Arbeitszylinders während des Verdichtungshubes wenigstens 30 Kurbelwinkelgrade, vorzugsweise aber 60 - 90 Kurbelwinkelgrade nach kurbelseitigem Totpunkt schließt bzw. schließen. Durch diese Maßnahme wird während des Entspannungshubes das Expansionsverhältnis beachtlich vergrößert (was den zusätzlichen Gewinn von mechanischer Energie erbringt) und die Anwendung eines verlustfreien

"Stauverfahrens" für die Nachexpansion ermöglicht, wodurch die Motorkonstruktion vereinfacht wird.

Nach einem anderen Merkmal der Erfindung liegt bei Nennlast des Motors der (mittlere) Ansaugdruck wenigstens 0,3 bar, vorzugsweise aber 1 bis 3 bar über dem mittleren Ausschubdruck. Hierdurch ist eine Steigerung des mittleren effektiven Druckes und sohin eine Erhöhung der Zylinderleistung möglich.

Zur weiteren Erhöhung des Wirkungsgrades erfolgt die Vorverdichtung der Verbrennungsluft und gegebenenfalls auch die Verdichtung der zusätzlichen Zylinderkühlluft nach einer isothermen oder angenähert isothermen Zustandsänderung. Hierzu wird das Vorverdichtungsaggregat während des Betriebes in an sich bekannter Weise durch ein Kühlmedium (z.B. Wasser, Luft) beaufschlagt.

Nach einem anderen Merkmal der Erfindung erfolgt - vorzugsweise bei Dieselmotoren - zur weiteren Wirkungsgradsteigerung nach der isothermen Vorverdichtung der Verbrennungsluft eine Vorwärmung derselben durch Abwärme.

Und zwar erfolgt diese Vorwärmung der vorverdichteten Verbrennungsluft entweder in den Kühlkanälen des Zylinders bzw. der Zylinder und in den Kühlräumen des Zylinderkopfes bzw. der Zylinderköpfe. Oder aber geschieht die Vorwärmung der vorverdichteten Verbrennungsluft in wenigstens einem Wärmetauscher, der von den Abgasen des Nachentspannungsaggregates beaufschlagt ist.

Um ein Absinken des Ladedruckes bei verminderter Motordrehzahl zu verhindern, erfolgt die Vorverdichtung der Verbrennungsluft in wenigstens einem Schraubenspindelaggregat

(Schraubenspindelverdichter) oder Drehkolbenaggregat, vorzugsweise in einem gekühlten Schraubenspindelaggregat oder einem gekühltem Drehkolbenaggregat. Auch die Nachexpansion der Zylinderabgase erfolgt in wenigstens einem Schraubenspindelaggregat oder in einem Drehkolbenaggregat.

Für die (überschüssige) Kühlluft des Zylinders und Zylinderkopfes bzw. der Zylinder und Zylinderköpfe ist wenigstens ein gesondertes Expansionsaggregat vorgesehen, welches vorzugsweise das Vorverdichtungsaggregat antreibt. Hierdurch ist es möglich, den Vorverdichtungsdruck beachtlich (um ca. 1 bis 3 bar) über den Ausschubdruck des Zylinders anzuheben. Das Expansionsaggregat für die (überschüssige) Kühlluft ist dabei ebenfalls als Schraubenspindelaggregat oder Drehkolbenaggregat gestaltet.

Um bei Teillast oder unterschiedlichen Drehzahlen des Motors optimale Betriebsverhältnisse zu erhalten kann während des Betriebes der Schließzeitpunkt der Einlaßventile in an sich bekannter Weise verändert werden.

Zu diesem Zweck besitzt auch das Übersetzungsgetriebe zwischen Kurbelwelle und Nachentspannungs-Vorverdichtungsaggregat eine variable Übersetzung.

Ist der Motor ein Ottomotor, vorzugsweise für die Verbrennung von Benzin oder benzinhaltiger Gemische, so besitzt er zur Steigerung des Wirkungsgrades ein Gesamtverdichtungsverhältnis (dies ist das Verhältnis vom Kompressionsvolumen im Zylinder zum Ansaugvolumen vor dem Vorverdichtungsaggregat) von wenigstens 1 : 15, vorzugsweise aber von 1 : 18 bis 1 : 25. Eine Vorwärmung der Verbrennungsluft nach deren Vorverdichtung findet bei einem Ottomotor nicht oder nur in geringem Maße statt.

Nach einem weiteren, wesentlichen Merkmal der Erfindung wird beim Ottomotor in jede Zylindereinheit während der Verdichtungshübe Treibstoff (vorzugsweise Benzin oder ein Benzin enthaltendes Gemisch) eingespritzt, wobei diese Einspritzung jeweils spätestens 30 Kurbelwinkelgrade vor zylinderkopfseitigem Totpunkt, vorzugsweise aber unmittelbar nach dem Schließen des Einlaßventiles bzw. der Einlaßorgane beginnt und die Zündung des Treibstoffes in an sich bekannter Weise in der Nähe des zylinderkopfseitigen Totpunktes mittels elektrischer Zündfunken erfolgt.

Durch diese Maßnahmen ist es möglich, örtlich im Verbrennungsraum eine höhere Treibstoffkonzentration zu erreichen - was eine sichere Zündung gewährleistet - und gleichzeitig den Motor mit geringem Luftüberschuß zu fahren, was den Wirkungsgrad steigert und den Schadstoffgehalt der Abgase verringert (Prinzip der Schichtladung).

Nach einem anderen Merkmal der Erfindung ist im Zylinderkopf eine zum Kolben hin offene Einspritzkammer angeordnet. Der Normalschnitt dieser Einspritzkammer bezüglich der Zylinderachse besitzt ovale, vorzugsweise elliptische Form.

Die Einspritzkammer weist zum Kolben hin eine Einschnürung auf. In der zylinderkopfseitigen Stirnwand derselben sind ein Einlaßventil und ein Auslaßventil angeordnet.

Die Einspritzdüse und/oder die Zündkerze sind bzw. ist in der peripheren Begrenzungswand der Einspritzkammer angeordnet. Dabei ist die Achse der Einspritzdüse auf die Zündkerze hin gerichtet. Dies gibt optimale Zündbedingungen, auch bei Betrieb des Motors mit geringem Luftüberschuß.

11
In den Zeichnungen sind drei Ausführungen des Erfindungsgegenstandes mit erläuternden Diagrammen beispielhaft dargestellt.

Es zeigt:

Fig. 1 einen Längsschnitt des neuen Motors, ausgeführt als Dieselmotor, als erste Ausführungsform

Fig. 2a ein Druck-Volumen-Diagramm über dem Kolbenhub

Fig. 2b dasselbe Druck-Volumen-Diagramm über dem Steuerdiagramm (Kurbelkreis).

Fig. 3 einen Längsschnitt des neuen Dieselmotors mit Wärmetauscher, als zweite Ausführungsform

Fig. 4a ein Druck-Volumen-Diagramm über dem Kolbenhub der zweiten Ausführungsform

Fig. 4b dasselbe Druck-Volumen-Diagramm über dem Kurbelkreis

Fig. 5 das Temperatur-Entropie-Diagramm des in Fig. 3 dargestellten Dieselmotors.

Fig. 6 einen Längsschnitt des neuen Motors, ausgeführt als Ottomotor, als dritte Ausführungsform

Fig. 6a einen horizontalen Detailschnitt durch den Zylinderkopf nach der Linie A - B von Fig. 6

Fig. 7a ein Druck-Volumen-Diagramm über dem Kolbenhub

Fig. 7b dasselbe Druck-Volumen-Diagramm über dem Kurbelkreis

Fig. 8 das Temperatur-Entropie-Diagramm des in Fig. 6 dargestellten Ottomotors

Bei dem in Fig. 1 dargestellten Dieselmotor (Einzylindermaschine) als der ersten Ausführungsform des Erfindungsgegen-

standes ist in der Zylinderwand 1 die Zylinderlaufbüchse 2 angeordnet. Zwischen den beiden befindet sich der Kühlkanal 3, der während des Betriebes von vorverdichteter Luft (Verbrennungsluft und überschüssiger Kühlluft) durchströmt wird.

Der Kolben 4 überträgt seine Kraft über die Pleuelstange 5 auf die Kurbelwelle 6 (verdreht gezeichnet).

Über der Zylinderwand 1 sitzt der Zylinderkopf 7 mit dem Kühlraum 8. Dieser Kühlraum 8 wird während des Betriebes von der aus dem Kühlkanal 3 kommenden, vorverdichteten Luft durchströmt.

Im Zylinderkopf 7 sind die zentrale Einspritzdüse 9 sowie das Einlaßventil 10 und das Auslaßventil 11 angeordnet.

Der dargestellte Dieselmotor besitzt ein Nachentspannungs-Vorverdichtungsaggregat 12, das aus dem Schraubenspindel-Nachentspannungsaggregat 12a, dem Schraubenspindelverdichter 12b als Vorverdichtungsaggregat und dem Schraubenspindel-Entspannungsaggregat 12c für die überschüssige Kühlluft besteht. Die Geräte 12a, 12b und 12c sitzen auf der gemeinsamen Welle 12d, die mit der Kurbelwelle 6 über das variable Übersetzungsgetriebe 13 mechanisch verbunden ist. (Gegebenenfalls kann auch ein invariantes Übersetzungsgetriebe verwendet werden.)

Der Schraubenspindelverdichter 12b besitzt ein doppelmanteliges, von Kühlwasser (bzw. Kühlluft) durchströmtes Gehäuse, wodurch eine (angenähert) isotherme Vorverdichtung der Verbrennungsluft und der überschüssigen Kühlluft erreicht wird. Bei großen Motoren können zur Verbesserung der Kühlwirkung auch mehrere Schraubenspindelverdichter 12b angeordnet sein, die bezüglich der zu verdichtenden Luft parallel geschaltet sind.

Die im Vorverdichtungsaggregat 12b komprimierte Luft strömt über die Verbindungsleitung 14 zum Kühlkanal 3 zwischen Zylindermantel 1 und Zylinderläufbüchse 2 und von diesem in den Kühlraum 8 des Zylinderkopfes 7.

Vom Kühlraum 8 strömt die vorkomprimierte Luft (mit einem Verdichtungsdruck von ca 6 bar und einer Vorwärmtemperatur von ca. 300°C) über die Verbindungsleitung 15 teils als Verbrennungsluft über die Leitung 15a zum Einlaßventil 10 und über die Leitung 15b zum Entspannungsaggregat 12c, das das Vorverdichtungsaggregat 12b antreibt.

Durch diese Entspannung der auf ca. 300°C vorgewärmten Kühlluft wird ein Teil der im Zylinder und im Zylinderkopf zunächst verlorenen Energie in mechanische Energie verwandelt. Die vorgewärmte Kühlluft kann in einer gesonderten Brennkammer 16 gegebenenfalls auch noch zusätzlich aufgeheizt werden, wodurch eine Leistungssteigerung des Motors erreichbar ist.

Vom Auslaßventil 11 strömen die teilentspannten Abgase (Entspannungsdruck ca 4 bar) aus dem Zylinder über die Leitung 17 zum Nachentspannungsaggregat 12a, das ebenfalls das Vorverdichtungsaggregat 12b antreibt.

Die Vorwärmung der vorverdichteten Luft im Kühlkanal 3 und im Kühlraum 8 ist beim Dieselmotor notwendig, um bei der nachfolgenden Kompression im Zylinder eine ausreichend hohe Verdichtungsendtemperatur zu erlangen, die die Zündung des eingespritzten Brennstoffes gewährleistet.

Im Steuerdiagramm sind die Öffnungswinkel (Öffnungszeitpunkte) des Einlaßventils 10 und des Auslaßventils 11

10
14
eingetragen.

Von besonderer Bedeutung ist dabei die Schließverzögerung des Einlaßventils 10 während des Kompressionshubes, die während des Arbeitshubes eine Nachexpansion des Verbrennungsgases und damit eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades des Motors ermöglicht. (In Fig. 2a ist dieser Arbeitsgewinn der Nachexpansion schraffiert dargestellt.)

Von Bedeutung ist es auch, daß der (mittlere) Ansaugdruck beachtlich (um ca. 2 bar) über dem (mittleren) Ausschubhub liegt. Dies erhöht den mittleren effektiven Zylinderdruck des Motors.

In Fig. 2b ist durch Schraffur die während eines Arbeitsspielles (zwei Kurbelumdrehungen) gewonnene Arbeitsfläche gekennzeichnet.

Bei dem in Fig. 3 dargestellten Dieselmotor als der zweiten Ausführungsform des Erfindungsgegenstandes besitzt derselbe einen Wärmetauscher 18, in dem die vorverdichtete Verbrennungsluft von den aus dem Nachenspannungsgerät 12a austretenden Abgasen vorgewärmt wird.

Die im Vorverdichtungsaggregat 12b vorkomprimierte Luft strömt über die Leitung 19 zum Wärmetauscher 18 und von diesem über die Leitung 19a zum Einlaßventil 10.

Die Kühlluft strömt über die Leitung 19b zum Kühlkanal 3, von diesem über den Kühlraum 8 und die Leitung 20 zum Entspannungsaggregat 12c.

Die Zylinderabgase (Expansionsdruck ca 4 bar) strömen wieder über die Leitung 17 zum Nachentspannungsaggregat 12a und von diesem über die Leitung 17a zum Wärmetauscher 18.

Die übrigen Positionen des in Fig. 3 dargestellten Dieselmotors stimmen mit den Positionen des in Fig. 1 gezeichneten Dieselmotors weitgehend überein.

Der in Fig. 3 dargestellte Dieselmotor hat gegenüber dem in Fig. 1 gezeichneten Dieselmotor noch einen etwas verringerten spezifischen Treibstoffverbrauch, da bei ersterem die Leistungsabgabe im Entspannungsaggregat 12c der Kühlluft größer ist. Die zusätzliche Leistungsabgabe des Aggregates 12c wird über das Übersetzungsgetriebe 13 in die Kurbelwelle geleitet.

Der in Fig. 3 dargestellte Dieselmotor hat gegenüber solchen herkömmlicher Bauart auch dann noch einen reduzierten spezifischen Treibstoffverbrauch, wenn aus irgend einem Grunde die Luftkühlung der Zylinder und Zylinderköpfe nicht anwendbar ist.

In Fig. 5 ist im Temperatur-Entropie-Diagramm für den in Fig. 3 dargestellten Dieselmotor der thermodynamische Kreisprozeß eingezeichnet.

- I - II ist die isotherme Vorverdichtung
- II - III die isobare, regenerative Vorwärmung in Pos. 18
- III - IV die adiabatische Kompression im Zylinder
- IV - V der isochore Verbrennungsanteil
- V - VI der isobare Verbrennungsanteil
- VI - VII die adiabatische Expansion im Zylinder
- VII - VIII die adiabatische Nachexpansion (Pos. 12a)
- VIII - IX die Abkühlung der Abgase im Wärmetauscher 18
- IX - I die Abgabe von Abwärme (mit den Abgasen aus Pos. 18)

Bei dem in Fig. 6 dargestellten Ottomotor (Einzylin-
dermaschine), als der dritten Ausführungsform des Erfindungs-
gegenstandes, stimmen die Positionen mit denen in Fig. 1 dar-
gestellten Dieselmotor überein wenn die Positionsnummern die-
selben sind.

Im Zylinderkopf 7 mit dem Kühlraum 8 ist die zum Kolben 4
offene Einspritzkammer 21 angeordnet, die eine Einschnürung 22
aufweist. Wie in Fig. 6a ersichtlich, besitzt die Einspritz-
kammer 21 einen elliptischen Normalquerschnitt.

In der zylinderkopfseitigen Stirnwand dieser Einspritz-
kammer 21 sind das Einlaßventil 10 und das Auslaßventil 11 an-
geordnet.

Im peripheren Bereich der Einspritzkammer 21 sind die
Einspritzdüse 9' (für Benzineinspritzung) und die Zündkerze 23
angeordnet. Dabei zeigt die Achse der Einspritzdüse 9' auf die
Zündkerze 23. Durch diese Anordnung ist es möglich, im Bereich
vor der Zündkerze 23 eine örtlich höhere Treibstoffkonzentra-
tion zu erzielen, die einerseits eine gute Zündung gewährlei-
stet, andererseits es erlaubt, den gesamten Verbrennungspro-
zeß mit geringem Luftüberschuß zu betreiben, was den spezifi-
schen Treibstoffverbrauch verringert und den Schadstoffgehalt
in den Abgasen reduziert.

Auch dieser Ottomotor besitzt ein Nachentspannungs-
Vorverdichtungsaggregat 12, das aus dem Schraubenspindel-
Nachentspannungsaggregat 12a für die Zylinderabgase, dem ge-
kühlten Schraubenspindelverdichter 12b für Verbrennungsluft
und Kühlluft und dem Schraubenspindel-Entspannungsaggregat 12c
für die Kühlluft besteht.

Vom Vorverdichtungsaggregat 12b strömt ein Teil der vor-komprimierten Luft als Verbrennungsluft über die Leitung 24 zum Einlaßventil 10 im Zylinderkopf 7. Eine Vorwärmung der vorverdichteten Verbrennungsluft findet nicht statt um die Kompressionsendtemperatur im Zylinder nicht zu hoch ansteigen zu lassen, wodurch die Gefahr von Frühzündungen vermieden wird.

Der andere Teil der vorverdichteten Luft strömt als Kühlluft über die Leitung 25 in den Kühlkanal 3 und von diesem in den Kühlraum 8 des Zylinderkopfes 7.

Aus dem Kühlraum 8 strömt die Kühlluft mit einer Vorwärmtemperatur von ca. 300°C über die Leitung 20 zum Entspannungsaggregat 12c, das den Vorverdichter 12b antreibt.

Die Abgase des Zylinders strömen über das Auslaßventil 11 und die Leitung 17 zum Nachentspannungsaggregat 12a, das ebenfalls den Vorverdichter 12 b antreibt.

Im Steuerdiagramm sind wieder die Öffnungswinkel (Öffnungszeitpunkte) des Einlaßventils 10 und des Auslaßventils 11 eingetragen.

Wiederum weist das Einlaßventil 10 während des Kompressionshubes eine starke Schließverzögerung auf, die während des Arbeitshubes eine Nachexpansion der Verbrennungsgase ermöglicht.

Der (mittlere) Ansaugdruck liegt wiederum beachtlich (um ca. 2 bar) über dem (mittleren) Ausschubdruck, wie dies im Druck-Volumen-Diagramm (Fig. 7a bzw. Fig. 7b) ersichtlich ist.

Im Steuerdiagramm und in den Druck-Volumen-Diagrammen (Fig. 7a, Fig. 7b) sind auch die Kurbelwinkel bzw. Kolbenwege

eingetragen, während welcher während des Kompressionshubes die Benzineinspritzung BE über die Düse 9' in den Zylinder bzw. die Einspritzkammer 21 erfolgt. Diese Benzineinspritzung beginnt unmittelbar nach dem Schließen des Einlaßventils 10 und endet vor dem zylinderkopfseitigem Totpunkt.

In Fig. 8 ist im Temperatur-Entropie-Diagramm für den in Fig. 6 dargestellten Ottomotor der thermodynamische Kreisprozeß eingezeichnet.

- X - XI ist die isotherme Vorverdichtung
- XI - XII die adiabatische Kompression im Zylinder
- XII - XIII der isochore Verbrennungsanteil
- XIII - XIV der isobare Verbrennungsanteil
- XIV - XV die adiabatische Expansion im Zylinder
- XV - XVI die adiabatische Nachexpansion (Pos. 12a)
- XVI - X die Abgabe von Abwärme (mit den Abgasen aus Pos. 12a)

Der in Fig. 6 dargestellte neue Ottomotor hat zufolge seines höheren Gesamtverdichtungsverhältnisses, seiner "Nachexpansion" in den Zylindern und infolge der Benzineinspritzung in die Zylinder gegenüber herkömmlichen Ottomotoren auch dann noch einen erheblich reduzierten spezifischen Treibstoffverbrauch wenn er mit Wasserkühlung ausgerüstet ist.

-19-

Leerseite

Nummer:
Int. Cl.2:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

29 30 124
F 02 B 29/00
25. Juli 1979
12. Februar 1981

-23-

2930124

Fig. 2a

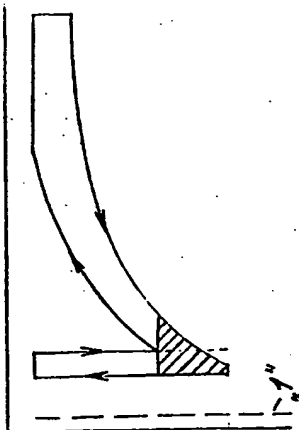


Fig. 2b

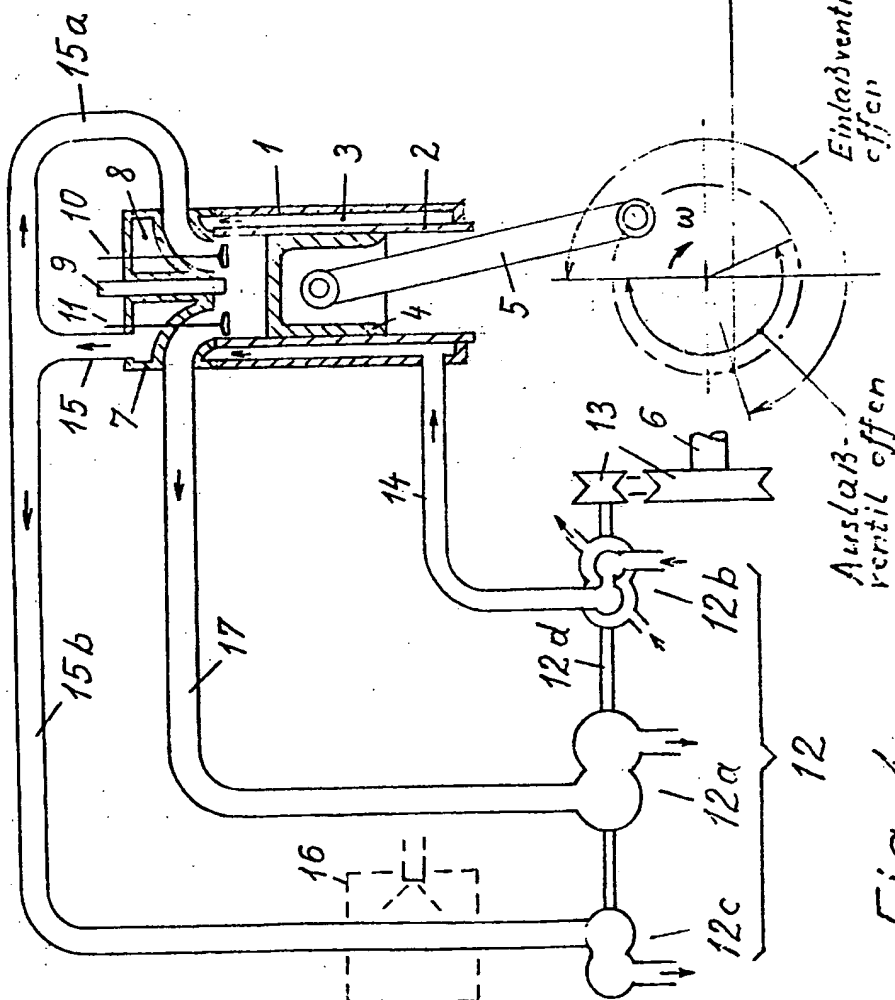
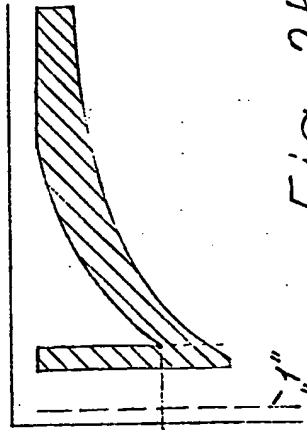


Fig. 1

030067/0315

ORIGINAL INSPECTED

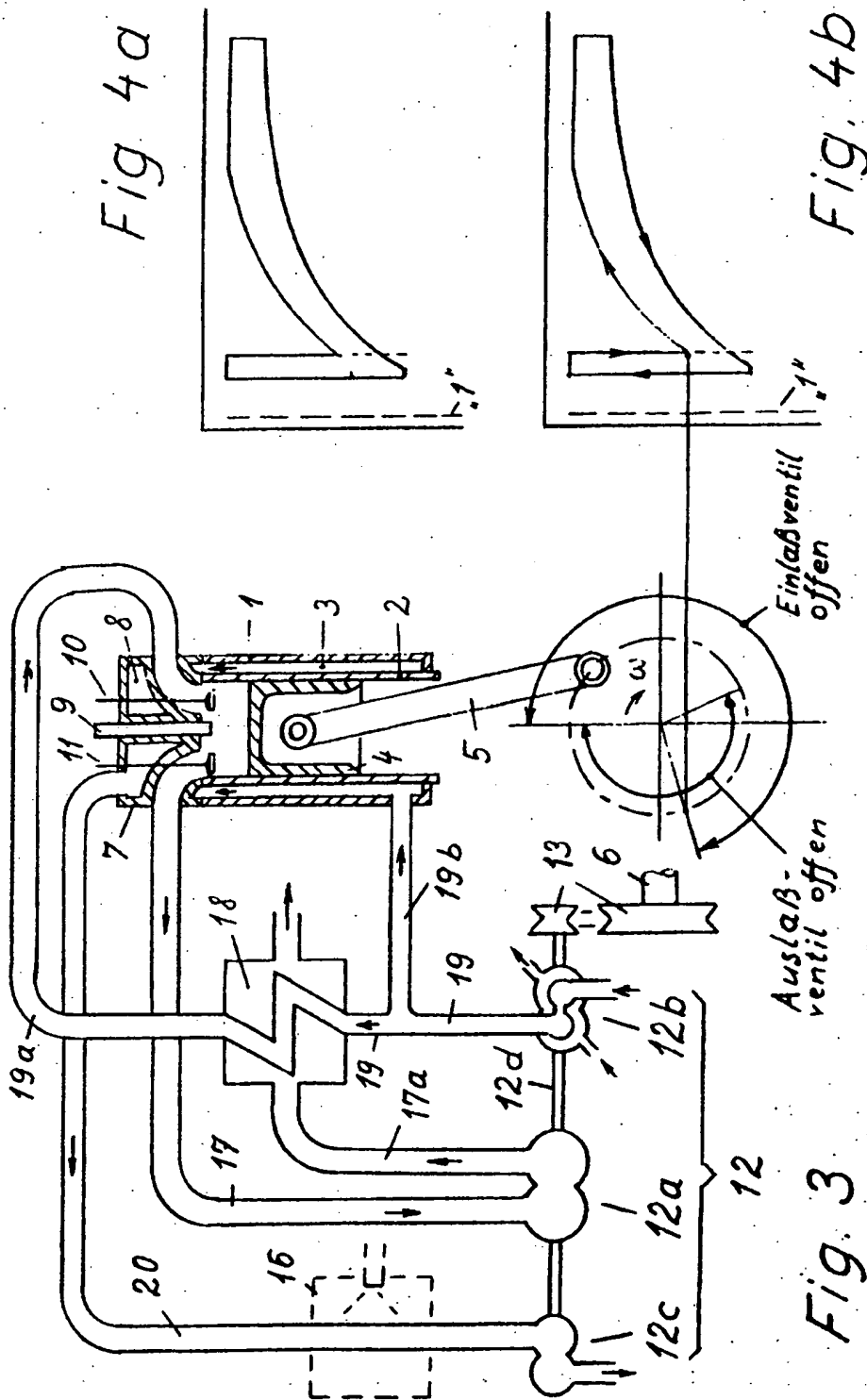


Fig. 4a

Fig. 4b

Fig. 3

Fig. 8

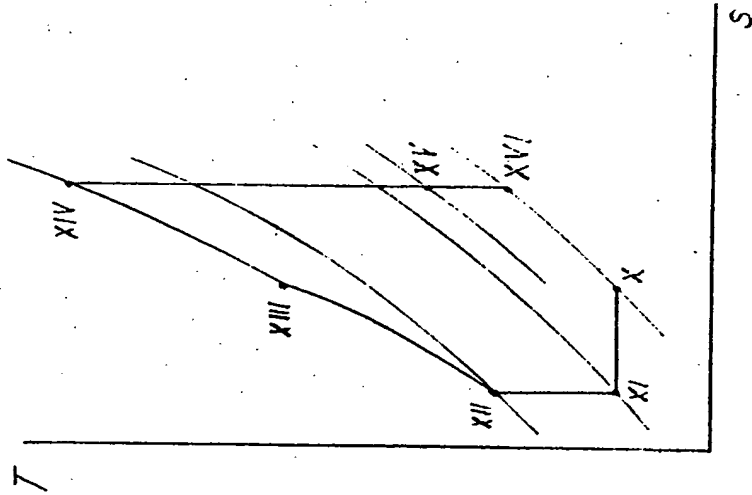
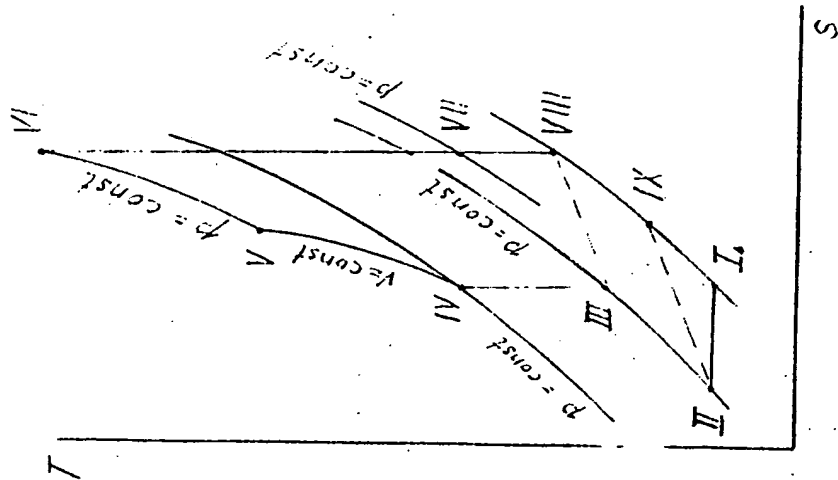


Fig. 5



030067/0315

ORIGINAL INSPECTED

